

Document made available under the Patent Cooperation Treaty (PCT)

International application number: PCT/DK05/000040

International filing date: 21 January 2005 (21.01.2005)

Document type: Certified copy of priority document

Document details: Country/Office: DK
Number: PA 2004 00081
Filing date: 22 January 2004 (22.01.2004)

Date of receipt at the International Bureau: 11 February 2005 (11.02.2005)

Remark: Priority document submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b)



World Intellectual Property Organization (WIPO) - Geneva, Switzerland
Organisation Mondiale de la Propriété Intellectuelle (OMPI) - Genève, Suisse



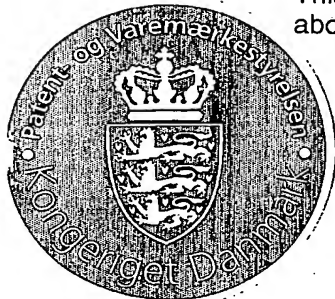
Kongeriget Danmark

Patent application No.: PA 2004 00081
Date of filing: 22 January 2004
Applicant:
(Name and address) Rotrex A/S
Skelmosevej 1
DK-2500 Valby
Denmark

Title: Planetgear for høje hastigheder

IPC: -

This is to certify that the attached documents are exact copies of the above mentioned patent application as originally filed.



Patent- og Varemærkestyrelsen
Økonomi- og Erhvervsministeriet

03 February 2005

Susanne Morsing
Susanne Morsing

22 JAN. 2004

Planetgear for høje hastigheder

PVS

Teknik

Opfindelsen relaterer sig til et variabelt drivsystem med et eller flere trin tilpasset mekaniske gear.

Den kendte teknik

Et tottrinsgear af den indledningsvist angivne art kendes fra US patentskrift nr. 6,609,505 B2, som anvendes til drivning af en centrifugallader for en forbrændingsmotor. Et tottrinsgear i følge nævnte patent er sammensat af to hele planetgear som er koblete sammen på nogen af de forskellige måder som foreslås i skriften. Totrinseffekten opnås siden ved at holde udvalgte dele i gearet stille i forhold til motoren. Da den kendte teknik resulterer i en løsning med to separate planetgear bliver denne større, dyrere at producere, og mindre driftsikker end den nye opfindelse som beskrives nedenfor.

Et gear for høje hastigheder og et stort udvekslingsforhold kendes fra dansk patentsøgning PA200100237. I dette gear kan dog udvekslingsforholdet på grund af geometrien ikke overstige 13,6:1 da planeterne i denne situation har fysisk kontakt med hinanden, og selv om dette udvekslingsforhold er stort, så er der situationer hvor større udvekslingsforhold er ønskværdigt.

Formålet med opfindelsen

Det er et formål med opfindelsen at anviser et step-up gear, der i forhold til den kendte teknik sikrer en optimal momentoverføring kontinuerligt fra indgangshastigheden til en ønsket væsentlig højere hastighed, samtidig med at pris, størrelse og driftsikkerhed opfylder de strengeste krav. Endvidere anvises et step-up gear som i et trin kan laves for meget høje udvekslingsforhold.

I samtlige udførelseseksempler kan princippet med gear hvor momentet overføres via friktionsflader og med den særlige klemmeeffekt i følge PA200100237 bruges. For gear af denne type sikrer nævnte klemmeeffekt at momentoverførslen er tilstrækkelig, ved at trykket mellem friktionsfladerne på en forudbestemt måde varierer med udtaget moment.

Udførelseseksemplerne 1, 2 og 5 udgår fra ét planetgear, kompletteret med en ekstension på planethjulene og i det mindste to alternative ringgear. Et produkt i følge opfindelsen består af færre dele og kan laves mere kompakt end et produkt i følge kendt teknik. Af samme grund giver den nye opfindelsen et produkt med lavere produktionsomkostninger og med en højere driftsikkerhed.

Udførelseseksempel 3 udgår fra et ringgear med to systemer af planethjul og giver et tottrinsgear som kan laves på en mere kompakt måde i forhold til et modsvarende, ifølge kendt teknik.

Udførelseseksempel 4 viser et kompakt gear for meget høje omdrejningstal og som i ét trin kan give et meget højt udvekslingsforhold.

Udførelseseksempel 5 viser en kombination af 1 og 4. Det er åbenlyst at udførelseseksempel 4 også kan kombineres med udførelseseksempel 2 og 3:

Udførelseseksempel 6 viser et gear for meget høje omdrejningstal og som i ét trin kan give et meget højt udvekslingsforhold. I modsætning til eksempel 4, lejes solakselen ikke i to centrale lejer, i stedet for støttes det af et ekstra par overlappende planetjul.

Endelig er det også åbenlyst at udførelseseksemplerne 1, 2, 3 og 5 på samme måde kan laves for flere trin end to.

Tegninger

Udførelseseksempler for opfindelsen vil i det følgende blive nærmere beskrevet under henvisning til tegningerne, hvor:

Fig. 1. viser udførelseseksempel 1 som er et tottrinsgear, bestående af et planetgear med to ringgear.

Fig. 2.1 viser, i et aksialt snit, udførelseseksempel 2 som er et tottrinsgear, bestående af et planetgear med to ringgear.

Fig. 2.2 viser, i et radiært snit, udførelseseksempel 2.

Fig. 3. viser udførelseseksempel 3 som er et kompakt tottrinsgear bestående af et ringgear og to system af planetjul.

Fig. 4.1 viser, i et aksialt snit, udførelseseksempel 4, som er et gear for meget høje udvekslingsforhold i et trin. I det viste snit er anvendt en udførelsesform hvor akseldelens planetlejer er anbragt udenfor planetjulene i aksial retning, og hvor lejerne der i den viste version, typisk er ca. 5-8/100 mindre end den til lejet hørende udboring, karakteriseret ved at have en centerakse parallel med solaksen og placeret nærmere solaksen end planetjulets akse, når denne befinder sig i sin driftstilstand, i hvilken akseldelens lejer er i indgreb med den indre overflade af de tilsvarende udboringer.

Fig. 4.2 viser i et radiært snit udførelseseksempel 4.

Fig. 5. viser udførelseseksempel 5, som er et tottrinsgear for meget høje omdrejningstal og udvekslingsforhold.

Fig. 6.1 viser, i et aksialt snit, udførelseseksempel 6.

Fig. 6.2 viser, i et radiært snit, udførelseseksempel 6.

Beskrivelse af udførelseseksemplerne

PVS

Udførelseseksempel 1

Fig. 1 illustrerer et gearsystem 10, som drives af en indgangsaksel 22. Indgangsakslen 22 er forbundet til en drivplade 23. En kobling med styret til- og frakobling 56 er forbundet med drivpladen 23 og roterer sammen med denne.

Den styrbare kobling 56 som i denne udførsel er en elektromagnetisk partikelkobling indeholder en tandkrans med indvendig fortanding 68, som roterer med koblingen. De elektromagnetiske partikler i koblingen er isoleret fra gearolien af pakningerne 72 og 73. En spole 74 monteret i gearhuset er styret af styringsmodulet 25. Styringsmodulet kan med fordel fungere som en ekstern styringsenhed (ikke vist) og derved koordinere ind og udkobling i forhold til eksterne styringsparametre.

Traktionsplanetgearret 60 har en yderring 58, som driver et sæt planeter 64, som igen driver sol-akslen 26. Det forudsættes at rullerne 64 er fastgjort i forhold til gearhuset 24, men at de kan rotere i lejerne 62 og 63, som er monterede i gearhuset 24. Planeterne 64 er udformet så en aksel-ende i den ene ende går igennem lejerets 62 indering. Denne forlængelse har en fortanding i enden, som går i indgreb med den indvendige fortanding i tandkransen 68.

Koblingen 56 som roterer sammen med drivpladen 23 er forbundet til yderringen 58 vha. en envejskobling 50.

Systemets 10 virkemåde beskrives med reference til fig. 1.

Når tandkransen 68 fastholdes til drivpladen 23 af koblingen 56, så vil indgangsakslen 22 være forbundet med tandkransen 68, og som følge af tandindgrebet 54 til planeterne 64 vil det rotere planeterne 64 med væsentligt højere hastighed end indgangsakslen 22 (som følge af udvekslingsforholdet imellem de to tandhjul).

I systemets anden tilstand hvor koblingen 56 ikke er aktiveret vil indgangsakslen 22 drive yderringen 58 via envejskoblingen 50, som er monteret imellem drivpladen 23 og yderringen 58. I denne tilstand drives planeterne med en lavere rotationshastighed end i tilstanden, hvor tandkransen 68 driver planeterne 64. Solakslen 26 vil stadigvæk rotere hurtigere end indgangsakslen, men ikke så hurtigt som når koblingen 56 er aktiveret.

Bemærkninger

1. I dette eksempel overføres det nødvendige moment af friktion imellem yderringen 58 og rullerne 64. Rampceffekten, som er beskrevet i patentansøgning PA200100237 er derved blevet brugt i dette eksempel.
2. I dette eksempel anvendes der en elektromagnetisk kobling 56, men det er muligt at erstatte den med enhver anden styrbar kobling, som er brugbar til formålet.

Udførelseseksempel 2

En anden udgave af gearsystemet er vist i fig. 2.1 og fig. 2.2. Denne udførsel er relateret til udførelseseksempel 1, og genanvender også en del af komponenterne fra udførelseseksempel 1. Den væsentlige ændring i forhold til udførelseseksempel 1 er ændring af koblingstypen. Indgangsakslens 22 er forbundet til drivpladen 23. En centrifugalkobling 44 i gearsystemet 60 er forbundet til drivpladen 23. Centrifugalkoblingen 44 har en række elementer 47 som kan bevæge sig i radialt i dertil egnede spor 48 i forhold til drivpladen 23. Elementerne 47 har en vægt som er tilpasset de ønskede centrifugalkraftpåvirkninger og har på både inder- og ydersiden 46 et materiale med en høj friktionskoefficient. Koblingselementerne 47 sikres aksialt i forhold til drivpladen 23 ved hjælp af sikringsanordningen 45. En kraftig fjeder 43 trækker elementerne 47 mod rotationscentrummet af drivpladen 23.

Systemets 60 virkemåde beskrives med reference til fig. 2.1 og fig. 2.2

Når indgangsakslens 22 roterer med lav hastighed (under et fastsat omdrejningstal) holder fjederen 43 elementerne 47 mod tandkransen 68. Derved drives tandkransen 68 af drivpladen 23 og gearing i forhold til planeterne 64 opstår som følge af gearingsforholdet imellem de to tandhjul på hhv. tandkransen 68 og planeterne 64. Derved opnås en væsentlig opgearing af planeterne 64 og derved også af solakslen 26.

Når rotationshastigheden på indgangsakslens 22 er høj (over et fastsat omdrejningstal) vil centrifugalkraften fra rotationen af de enkelte elementer 47 overvinde fjederkraften fra fjederen 43 og elementerne vil bevæge sig væk fra deres indgreb med tandkransen 68 og går i stedet for indgreb med yderringen 58 via ringen 42. Derved opnås det at der er direkte forbindelse imellem indgangsakslens 22 og yderringen 58 uden gearing. Dette vil drive planeterne 64 med en lavere gearing end i eksemplet ovenfor ved lav rotationshastighed. Solakslen 26 vil stadig rotere med en højere hastighed end indgangsakslens 22, men ikke med lige så stort gearingsforhold som ved lav rotationshastighed på indgangsakslens 22.

Udførelseseksempel 3

Fig. 3 viser skematisk billede af udførelseseksempel 3. Et ringgear 98, som i dette eksempel samtidig udgør en indgående aksel, er koblet sammen med to systemer af planethjul, et primært 80 og et sekundært 90, med to separate planethjulsholdere og to solhjul, et primært 84 og et sekundært 94. Med en udefra kontrollerbar kobling 81 kan det primære systemets 80 planethjulsholdere 82 enten bringes til at rotere frit med ringgearet 98, eller fastholdes i forhold til gearhuset 10. I tilfælde af at pågældende planethjulsholdere 82 fastholdes, bringes det primære solhjul 84 med tilsvarende aksel 85 til at rotere i modsat retning, og med et signifikant højere omdrejningstal end ringgearets 98. Det primære solhjul 84 er via akselen 85 fast forbundet med det sekundære planetsystems 90 planethjulsholder 92, som derved bringes til at rotere med samme hastighed som det primære solhjul. Planethjulene 95 bringer endvidere det sekundære solhjul 94, som også er koblet til den udgående aksel 93, til at rotere med en signifikant højere hastighed når planethjulsholderen 82 fastholdes i forhold til gearhuset 10.

Hvis den udefra kontrollerbare koblingen 82 udgøres af en kobling med et kontrollerbart slip, kan gearet laves til et kontinuerligt variabelt gear.

Udførelseseksempel 4

Dette udførelseseksempel vedrører et planetgear med et centralt, roterbart lejret solhjul, med to omkring solhjulet diametralt anbragte planethjul, der er roterbare om deres egne akser, og midler til eftergiveligt at presse planethjulenes perifere yderflader, der har form af omdrejningsflader, i kraftoverførende indgreb med solhjulets perifere yderflade.

Traktionsplanetgearet vist i fig. 4.1 og 4.2 er aktuelt designet til at gearhuset 19 monteres på en drivkilde ved hjælp af bolte 12. Drivkilden har en aksel 14, som med koblingen 18 er forbundet med solakselen 26. Solakselen 26 er lejret i højhastighedslejer, eksempelvis af keramiktypen. Det forreste leje 31 er monteret i en eftergivelig bøsning 34 i huset 19, medens solakselens 26 bageste leje 32 er monteret i en eftergivelig bøsning 35 i supportpladen 24.

I denne særlige udførelsesform er drivkildens aksel 14 indgangsakselen, hvorved gearet virker som hastighedsreducering. Hvis udgangsakselen 22 benyttes som indgangsaksel, fungerer gearet som hastighedsforøger.

Akslen 22 er forbundet med en traktionsring 58 via drivpladen 23, hvis indvendige cylindriske overflade 55 er bearbejdet for størst mulig traktion, mellem overfladen 55 og planetrullerne 64 og 65 anbragt indeni traktionsringen 58, hvis indvendige diameter typisk er 0,1 – 0,4 % mindre end den cirkel der omslutter planethjulene 64 og 65, hvorved den for momentoverførselen nødvendige forspænding er til stede.

Traktionsplanethjulene 64 og 65 er understøttet i huset 19 og supportpladen 24 af lejerne 33 og 36, monteret fast på planeternes akseltappe 29 og 27.

Lejerne 62 er monteret roterbart fast på akseltappen 27 og understøttes i centrale borer i huset 19 og supportpladen 24 med et udvendigt forudbestemt radiale spillerum, således at den radiale afstand mellem akseldelens centerlinie og solhjulets rotationsakse med en forudbestemt fast værdi sikrer at planethjulet presses hårdere mod solakselen, når planetgearet er i sin driftstilstand, i hvilken begge planethjul er i indgreb med solhjulet, og lejerne 33 og 62 er i indgreb med en indre overflade af de tilsvarende borer.

Udførelseseksempel 5

Dette udførelseseksempel er et tottrinsgear og en kombination af udførelseseksemplerne 1 og 4, vist i fig 5.

Det er åbenlyst at udførelseseksempel 4 også kan kombineres med udførelseseksemplerne 2 og 3.

Udførelseseksempel 6

Dette udførelseseksempel er vist i fig 6.1 og 6.2. Eksemplet beskrives lettest udgående fra udførelseseksempel 4 hvor solakselen er lejret i leje 31 og 32, vist i fig 4.1. I dette eksempel, vist i fig 6.1 og 6.2, har planethjulene 1 og 2 har samme funktion som planethjulene 64 og 65 i udførelseseksempel 4, men her er solakselen støttet af et ekstra par planethjul 3 og 4, hvorfor lejerne 31 og 32 kan undværes. Herved kan gearet laves for meget høje omdrejningstal.

This schematic diagram illustrates a complex mechanical assembly, possibly a multi-stage pump or compressor. The central component is a large, rectangular housing (10) with a central vertical passage. To the left, a drive shaft (25) is connected to a motor or actuator (23). The shaft passes through a series of seals and bearings (22, 24, 26) to the main assembly. The internal components include several stages of impellers or compressors (30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 44, 46, 48, 50, 52, 54, 56, 58, 60, 62, 64, 66, 68, 70, 72, 74, 76, 78, 80, 82, 84, 86, 88, 90, 92, 94, 96, 98, 100, 102, 104, 106, 108, 110, 112, 114, 116, 118, 120, 122, 124, 126, 128, 130, 132, 134, 136, 138, 140, 142, 144, 146, 148, 150, 152, 154, 156, 158, 160, 162, 164, 166, 168, 170, 172, 174, 176, 178, 180, 182, 184, 186, 188, 190, 192, 194, 196, 198, 200, 202, 204, 206, 208, 210, 212, 214, 216, 218, 220, 222, 224, 226, 228, 230, 232, 234, 236, 238, 240, 242, 244, 246, 248, 250, 252, 254, 256, 258, 260, 262, 264, 266, 268, 270, 272, 274, 276, 278, 280, 282, 284, 286, 288, 290, 292, 294, 296, 298, 300, 302, 304, 306, 308, 310, 312, 314, 316, 318, 320, 322, 324, 326, 328, 330, 332, 334, 336, 338, 340, 342, 344, 346, 348, 350, 352, 354, 356, 358, 360, 362, 364, 366, 368, 370, 372, 374, 376, 378, 380, 382, 384, 386, 388, 390, 392, 394, 396, 398, 400, 402, 404, 406, 408, 410, 412, 414, 416, 418, 420, 422, 424, 426, 428, 430, 432, 434, 436, 438, 440, 442, 444, 446, 448, 450, 452, 454, 456, 458, 460, 462, 464, 466, 468, 470, 472, 474, 476, 478, 480, 482, 484, 486, 488, 490, 492, 494, 496, 498, 500, 502, 504, 506, 508, 510, 512, 514, 516, 518, 520, 522, 524, 526, 528, 530, 532, 534, 536, 538, 540, 542, 544, 546, 548, 550, 552, 554, 556, 558, 560, 562, 564, 566, 568, 570, 572, 574, 576, 578, 580, 582, 584, 586, 588, 590, 592, 594, 596, 598, 600, 602, 604, 606, 608, 610, 612, 614, 616, 618, 620, 622, 624, 626, 628, 630, 632, 634, 636, 638, 640, 642, 644, 646, 648, 650, 652, 654, 656, 658, 660, 662, 664, 666, 668, 670, 672, 674, 676, 678, 680, 682, 684, 686, 688, 690, 692, 694, 696, 698, 700, 702, 704, 706, 708, 710, 712, 714, 716, 718, 720, 722, 724, 726, 728, 730, 732, 734, 736, 738, 740, 742, 744, 746, 748, 750, 752, 754, 756, 758, 760, 762, 764, 766, 768, 770, 772, 774, 776, 778, 780, 782, 784, 786, 788, 790, 792, 794, 796, 798, 800, 802, 804, 806, 808, 810, 812, 814, 816, 818, 820, 822, 824, 826, 828, 830, 832, 834, 836, 838, 840, 842, 844, 846, 848, 850, 852, 854, 856, 858, 860, 862, 864, 866, 868, 870, 872, 874, 876, 878, 880, 882, 884, 886, 888, 890, 892, 894, 896, 898, 900, 902, 904, 906, 908, 910, 912, 914, 916, 918, 920, 922, 924, 926, 928, 930, 932, 934, 936, 938, 940, 942, 944, 946, 948, 950, 952, 954, 956, 958, 960, 962, 964, 966, 968, 970, 972, 974, 976, 978, 980, 982, 984, 986, 988, 990, 992, 994, 996, 998, 1000). The diagram shows various internal passages, valves, and seals, with arrows indicating the flow of fluid or gas through the system. The overall design suggests a high-pressure, high-flow industrial application.

Fig. 2.1

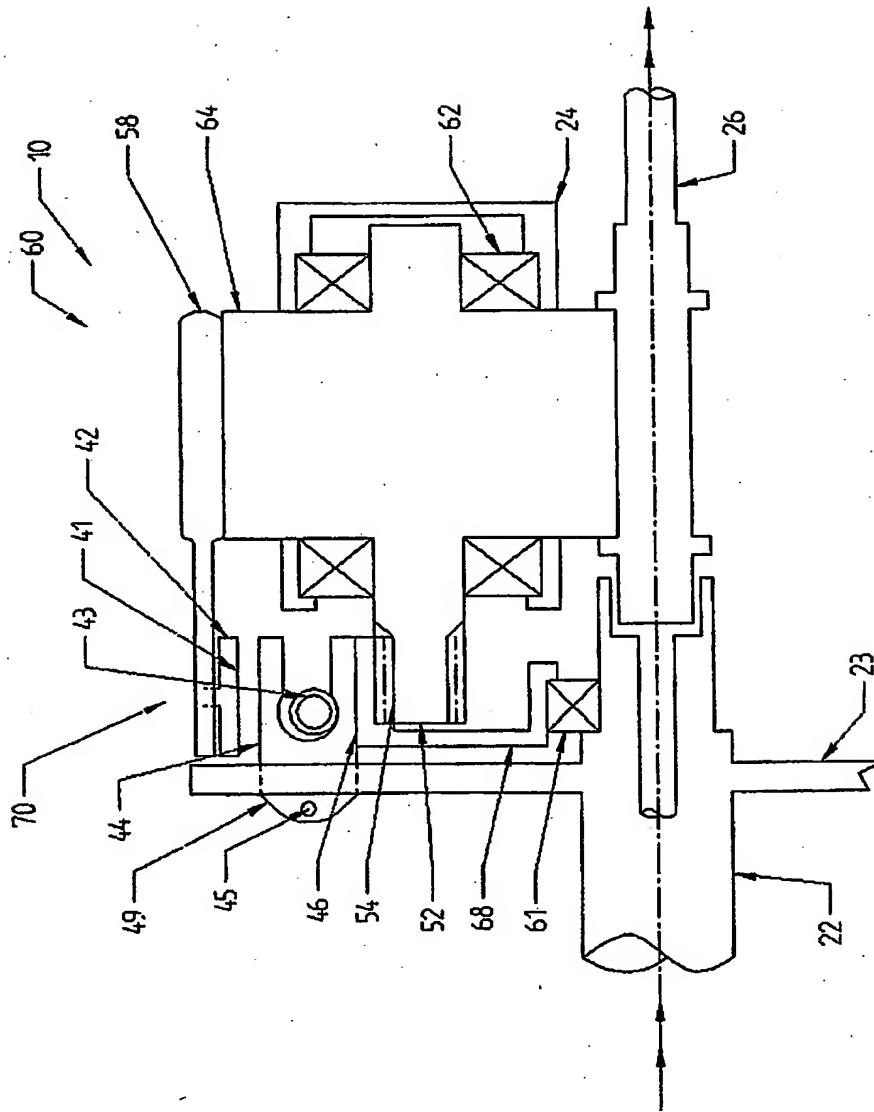
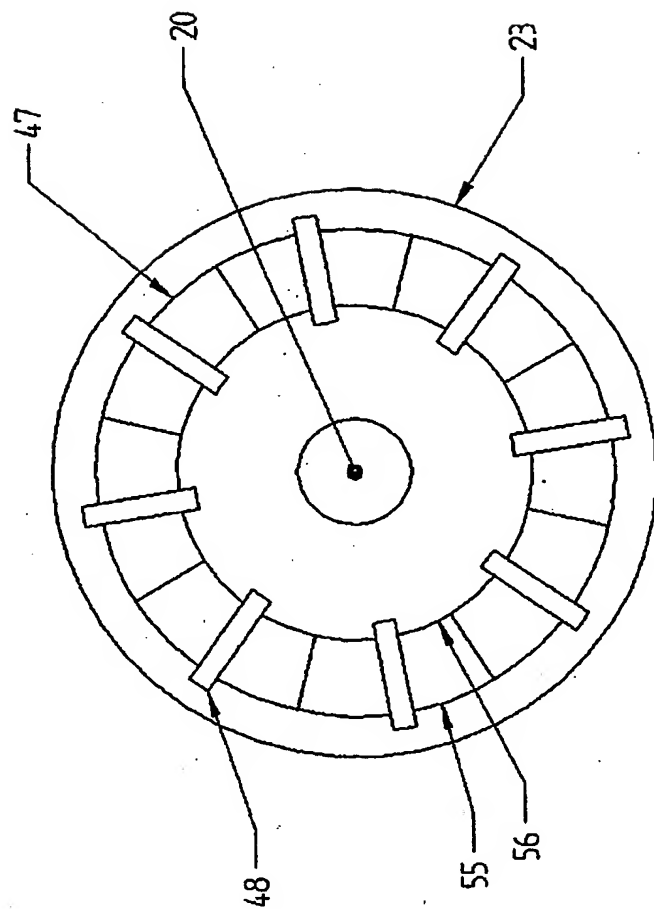
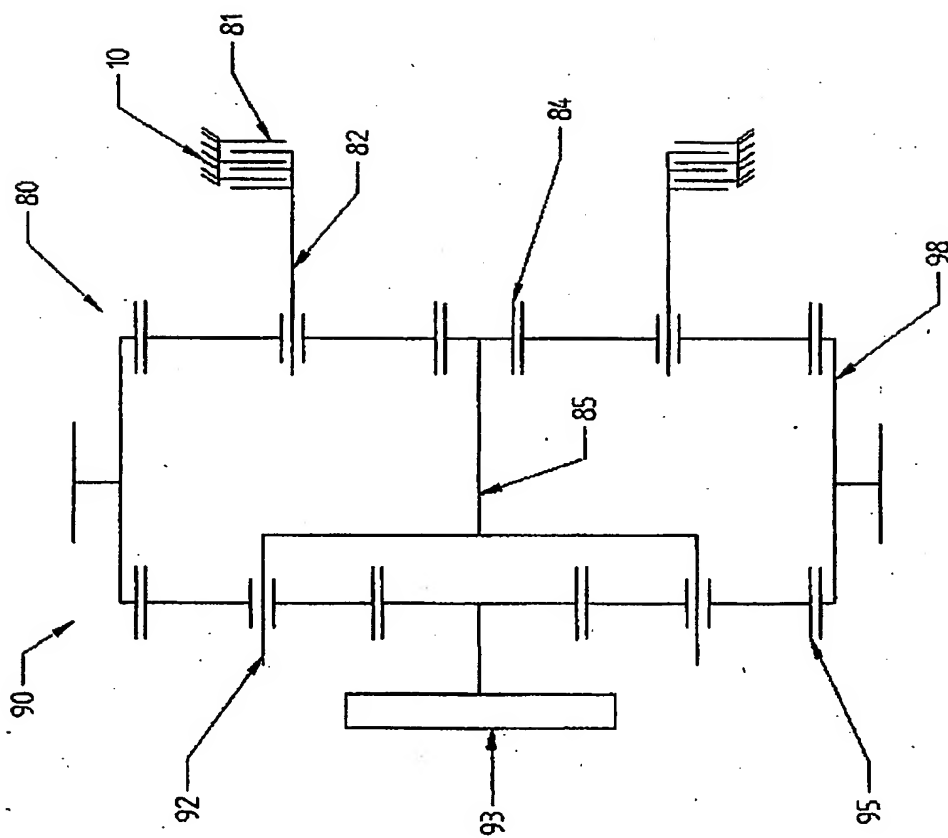


Fig. 2.2



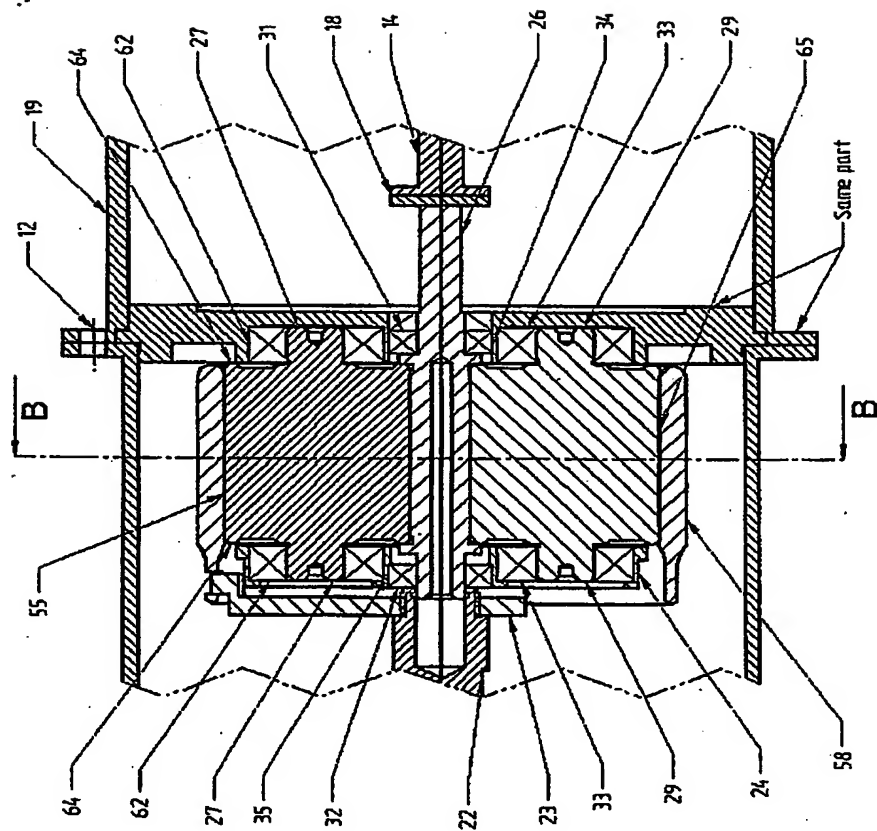
Modtaget
22 JAN. 2004
PVS

Fig. 3



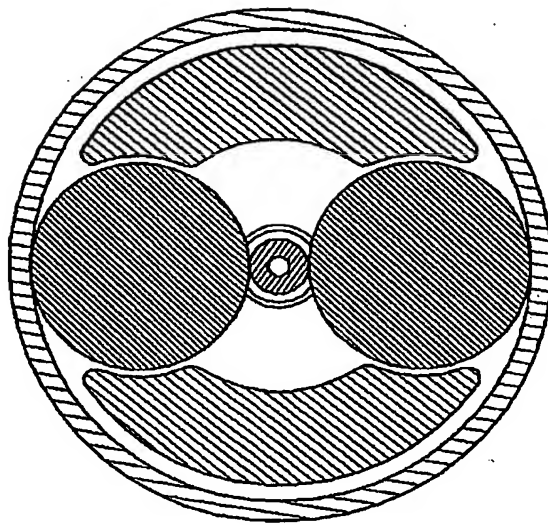
Modtaget
22 JAN. 2004
PVS

Fig. 4.1



Andtaget
22 JAN. 2004
PVS

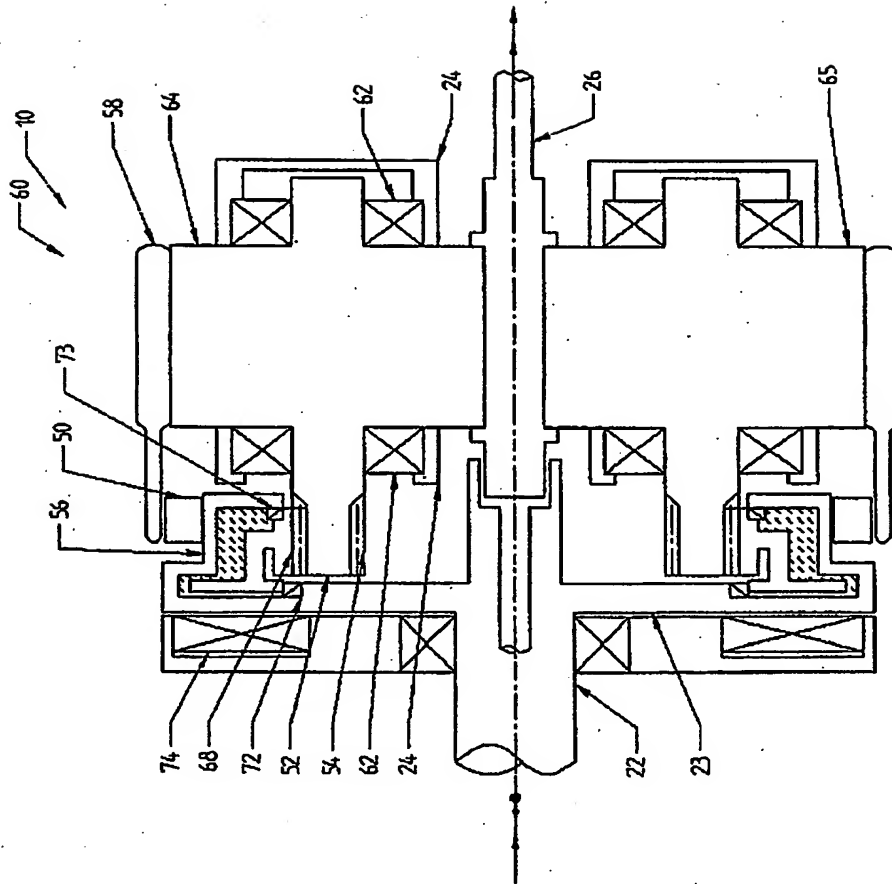
Fig. 4.2



SECTION B-B

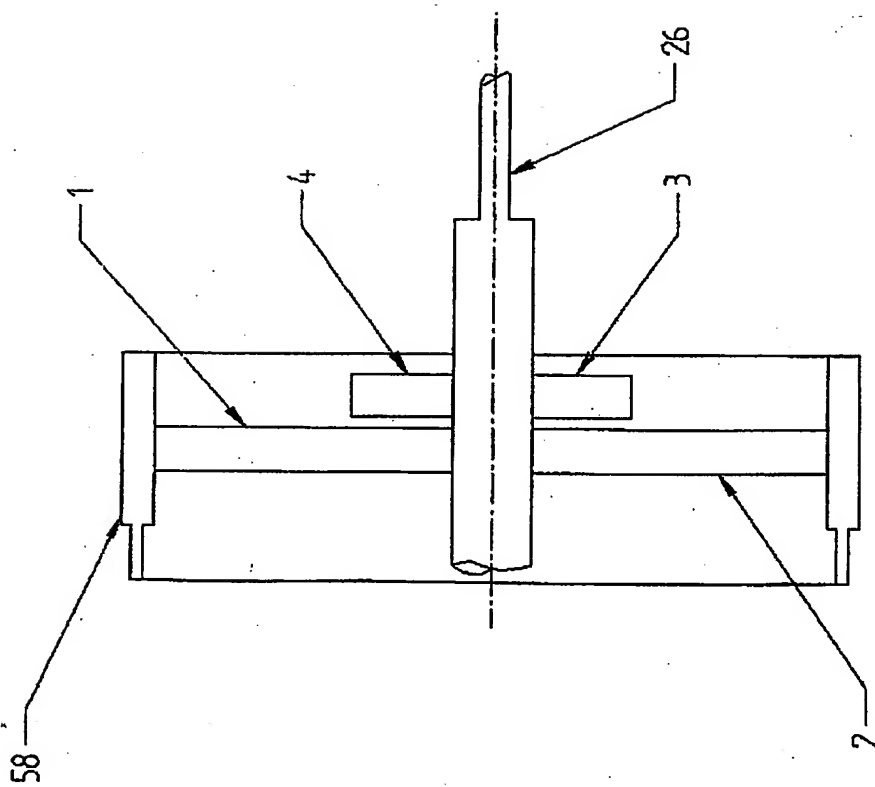
PVS

Fig. 5



Modtaget
22 JAN. 2004
PVS

Fig. 6.1



Page 2
22 JUL 2004
PVS

Fig. 6.2

